



УДК 66.045.12

## ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЙ ЭТАП В РЕШЕНИИ ОПТИМИЗАЦИОННОЙ ЗАДАЧИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В ТРУБНОМ ПУЧКЕ

## PREPARATORY STAGE IN THE SOLUTION OF THE OPTIMIZATION PROBLEM OF HEAT EXCHANGE INTENSIFICATION IN A TUBE BEAM

**Николаев Дмитрий Владимирович**, магистрант каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: d.nikolaev94@mail.ru, Тел.: +7(912)603-51-31

**Неволин Александр Михайлович**, к.т.н., доцент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: a.m.nevolin@urfu.ru. Тел.: +7(343)375-95-97

**Dmitriy V. Nikolaev**, Master student, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: d.nikolaev94@mail.ru, Тел.: +7(912)603-51-31

**Alexandr M. Nevolin**, PhD, docent, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: a.m.nevolin@urfu.ru. Тел.: +7(343)375-95-97

**Аннотация:** В работе исследуется влияние параметров модели на процесс теплообмена при поперечном обтекании одиночной трубы в условиях свободной конвекции. По результатам расчетов была выбрана оптимальная сеточная модель.

**Abstract:** The influence of the model parameters on the heat transfer processes in transverse flow past a single pipe in convection types is analyzed. Based on the results of the experiments, the optimal mesh model was chosen.

**Ключевые слова:** теплоотдача; свободная конвекция; численное моделирование; оптимизация.

**Key words:** heat transfer; free convection; modeling; optimization.

### ВВЕДЕНИЕ

При решении задачи методом конечных элементов множество факторов оказывает существенное влияние на достоверность получаемых результатов. На этапе задания граничных условий необходимо иметь четкое понимание о том, к чему приведет введение тех или иных допущений в математическую модель. Начальные условия для каждой задачи индивидуальны и влияют как на время, необходимое для расчета, так и на конечный результат интересующего параметра (в случае нестационарной постановки). Не менее значительное влияние на результат оказывает качество сеточной модели, оптимальные параметры дискретизации которой позволяют поддерживать приемлемый баланс между точностью решения и количеством времени, необходимого для расчета. Таким образом хорошо продуманная постановка задачи дает возможность смоделировать интересующий физический процесс с минимальными отклонениями и временем для расчета.

В представленной работе проведен анализ ряда факторов, влияющих на получаемый результат при численном моделировании естественной конвекции в области нагретой горизонтальной трубки. Работа является подготовительным этапом оптимизации геометрии трубного пучка аппарата воздушного охлаждения, направленной на интенсификацию теплообмена при работе аппарата на режиме естественной конвекции, и имеет целью отработку постановки задачи моделирования и верификацию используемого CFD кода в рамках решения поставленной задачи.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задача моделирования процесса естественной конвекции была решена в отношении одиночной горизонтально расположенной трубки постоянного круглого сечения. С целью упрощения математической модели сама трубка и течение среды во внутритрубном пространстве не моделировались. Поверхность, имитирующая контакт среды с трубкой задавалась как изотермическая поверхность с избыточной, по

отношению к окружающей среде, температурой. Задача решалась в трехмерной стационарной постановке. Геометрическая модель расчетной области строилась на основании допущений, принятых в предыдущей работе [2]. Полученная геометрия представлена на рис. 1.

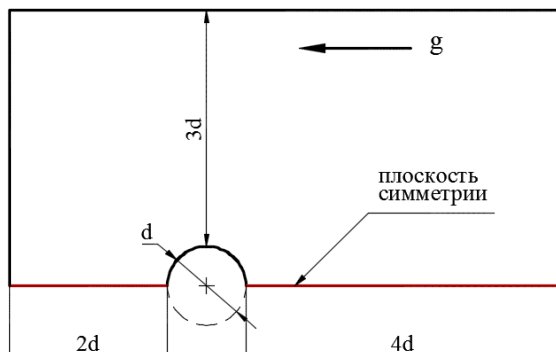


Рис. 1. Расчетная область (вид с торца трубы)

В качестве среды использовался сухой воздух, изначально находящийся в состоянии покоя, с одинаковой температурой для всего пространства объема. В виду того, что число Рэлея для всего диапазона температур воздуха не превышало  $2 \cdot 10^5$ , течение рассматривалось как ламинарное. Все теплофизические свойства среды для повышения точности расчета были заданы в табличном виде в зависимости от температуры. Был проведен ряд расчетов, отличающихся температурой среды, задаваемой из диапазона  $-30 \dots +10$  °C с шагом 10 °C. Данный температурный диапазон выбран на основании реального диапазона температур, при котором возможна работа аппарата воздушного охлаждения на режиме свободной конвекции. Температура поверхности трубы во всех расчетах задавалась равной 65 °C.

В качестве целевой функции задачи рассматривался средний коэффициент теплоотдачи поверхности  $\bar{\alpha}$ , рассчитываемый на основании значений плотности теплового потока  $\bar{q}$ , полученных в результате моделирования

$$\bar{\alpha} = \bar{q} / (t_c - t_{жс}), \quad (1)$$

где  $\bar{\alpha}$  – средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·K);  $\bar{q}$  – средний по поверхности тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  $t_c$  – температура стенки, °C;  $t_{жс}$  – температура среды, °C.

Расчеты производились в программном пакете ANSYS.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ МОДЕЛИ НА РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ

В процессе разработки и последующей оптимизации сеточной модели было исследовано влияние на результат следующих параметров:

- граничные условия модели,
- модель физической среды,
- размер конечных элементов на поверхности трубы,
- толщина первого пристеночного слоя.

В рамках исследования влияния граничных условий рассматривались два типа поверхности, ограничивающих трубку с торцов: стенка со свободным скольжением (free slip wall) и плоскость симметрии. Физически поверхность в этом месте должна отсутствовать, поэтому задача перечисленных выше граничных условий – смоделировать псевдо стенку. Полученные результаты сопоставлялись с данными решения при условии «стенка без скольжения» (no slip wall) и данными теоретического расчета. На поверхность трубы во всех случаях накладывалось условие по slip wall. В качестве результата рассматривалось распределение по длине трубы значения среднего по окружности коэффициента теплоотдачи (рис. 2).

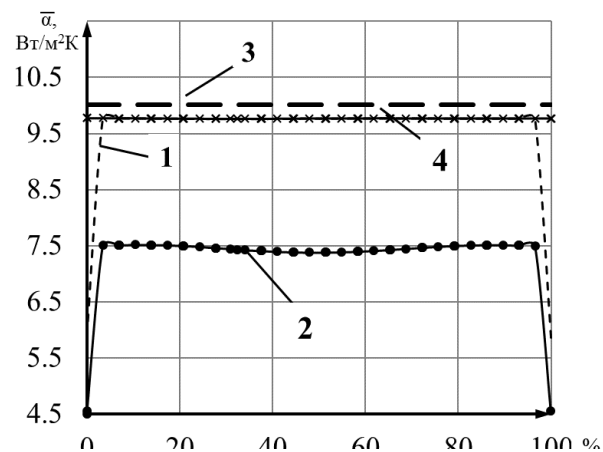


Рис. 2. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине трубы: 1 – стенка со свободным скольжением, 2 – стенка без скольжения, 3 – теоретический расчет, 4 – плоскость симметрии

Анализ полученных результатов показал, что наибольшее отклонение от данных теоретического расчета (более 25%) наблюдается при моделировании торцевых стенок как «стенки без скольжения». Значения, полученные при моделировании торцевых стенок как плоскости симметрии и стенки со свободным скольжением, находятся на равном удалении от данных теоретического расчета (отклонение не превышает 2,4%), но при этом во втором случае на краях трубы наблюдаются эффекты «провалов» коэффициентов теплоотдачи схожие с «провалами», выявленными при моделировании стенки в виде поверхности без скольжения. По всей видимости такое резкое снижение коэффициентов теплоотдачи на периферии

обусловлено наличием пограничных слоев на торцевых поверхностях. В случае получения средних по поверхности коэффициентов теплоотдачи при моделировании относительно небольших участков теплопередающей поверхности данный эффект может существенно исказить результат расчета. На основании рассмотренных результатов, было принято решение для дальнейших расчетов использовать на боковых поверхностях граничное условие «плоскость симметрии», для исключения влияния ширины модели на результат.

Моделирование воздуха при атмосферном давлении и относительно невысоких температурах (от  $-30$  до  $+10$  °C) позволило рассматривать его как идеальный газ. Для сравнения был проведен расчет, где воздух моделировался как реальный газ. По результатам расчета установлено, что задача с реальным газом сходится медленнее (требуемое количество итераций увеличивается приблизительно на 75%), при этом погрешность относительно данных теоретического расчета отличается всего на десятые доли процента.

В рамках исследования влияния сетки на сходимость были проверены следующие параметры (при температуре среды  $+10$  °C):

- размер ячеек сетки на поверхности; при последовательном увеличении параметра с 0,1 мм до 0,3 мм, отклонение целевой функции от данных теоретического расчета изменялось от 2,3% до 2,5% соответственно, при этом общее количество ячеек уменьшилось на 66%.

- величина первого призматического слоя у поверхности трубы; при последовательном увеличении параметра с 0,001 мм до 0,5 мм, отклонение целевой функции от данных теоретического расчета изменялось от 2,4% до 3% соответственно, при этом общее количество ячеек уменьшилось на 13%;

В результате оптимизации сетки для последующих расчетов была выбрана модель с заданным размером на поверхности 0,2 мм, толщиной первого призматического слоя 0,1 мм и общим количеством ячеек порядка одного миллиона. В среднем на решение задачи затрачивалось порядка 160 итераций, длившихся около 20 минут на ПК с процессором Intel Core i5 и 4 Гб ОЗУ.

В начальный период решения стационарной задачи, пока течение не устоялось, моделируемые процессы носят нестационарный характер. Для сокращения времени, затрачиваемого на устание задачи, использовалось увеличение масштаба времени Timescale Factor, позволяющее искусственно увеличивать временной шаг решения. В рамках данной задачи при условиях высокого качества сетки, отсутствия транс- и

сверхзвуковых потоков, многофазности и интенсивных отрывных течений масштаб времени был поднят до значения 10, что позволило сократить расчетное время более чем на 80%, без увеличения отклонения конечных результатов от данных теоретического расчета.

В качестве критерия остановки решения задачи рассматривался выход «на полку» целевой функции – среднего коэффициента теплоотдачи поверхности. Для отслеживания изменения целевой функции был создан монитор, фиксирующий значение параметра на каждой итерации (Рис. 3).

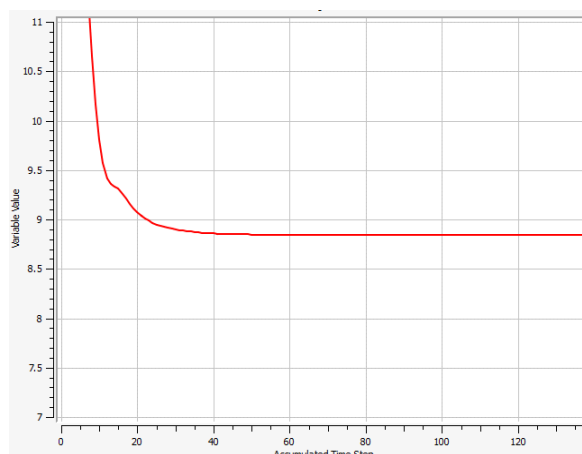


Рис. 3. Монитор коэффициента теплоотдачи

При этом выход параметра на полку фиксировался посредством задействования статистической опции среднееквадратичного отклонения (Standard Deviation) в диапазоне заданного числа итераций. При снижении среднееквадратичного отклонения менее  $1 \cdot 10^{-5}$ , расчет автоматически останавливался. (Рис. 4).

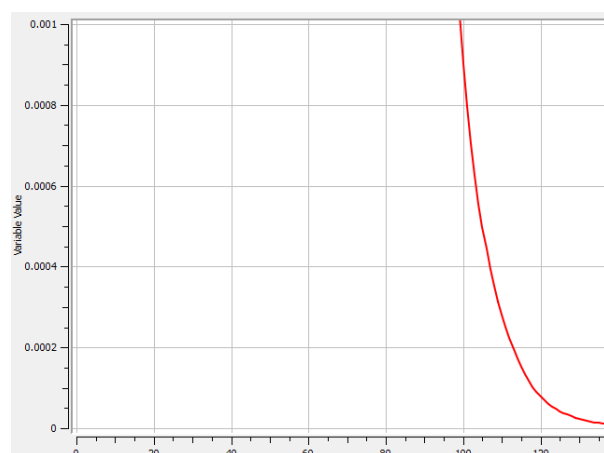


Рис. 4. Монитор среднееквадратичного отклонения

## АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

В качестве результатов были получены поля распределения температур и скоростей среды

(рис. 5) и данные по среднему коэффициенту теплоотдачи от поверхности трубки (рис. 6).

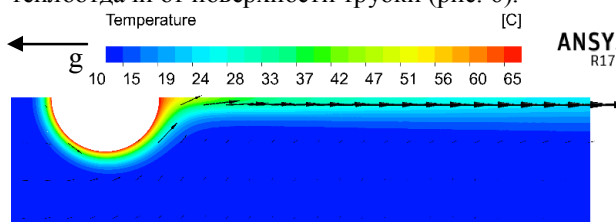


Рис. 5. Скалярное поле температур и векторное поле скоростей конвективного потока

Результаты численного исследования теплоотдачи представлены в безразмерном виде в сопоставлении с данными теоретического расчета:

$$\overline{Nu} = \overline{\alpha} d / \lambda, \quad (2)$$

где  $\overline{Nu}$  – среднее по поверхности число Нуссельта;  $\overline{\alpha}$  – средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $d$  – диаметр трубки, м;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м<sup>2</sup>К).

Для сопоставления были взяты данные, получаемые по зависимости (3), полученной преобразованием известной формулы (4) [1], при допущении постоянства числа Прандтля воздуха в широком интервале температур ( $Pr = 0,7$ ):

$$\overline{Nu} = 0,46 Gr^{0,25}, \quad (3)$$

$$\overline{Nu} = 0,5 Ra^{0,25} \varepsilon^{0,25}, \quad (4)$$

где  $Ra = Gr Pr$  – число Рэлея,  $\varepsilon = Pr_{жс} / Pr_{ст}$  – поправка на изменение свойств жидкости в зависимости от температуры.

Число Грасгофа  $Gr$  рассчитывалось по формуле:

$$Gr = \frac{g d^3 \beta (t_c - t_{жс})}{\nu^2}, \quad (5)$$

где  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения;

$t_c$  – температура стенки, °С;  $t_{жс}$  – температура среды, °С;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\beta = 1/(273 + t_{жс})$  – коэффициент объемного расширения, К<sup>-1</sup>.

Полученные при помощи численного моделирования результаты сопоставлены со значениями, вычисленными по формуле (3) и данными предыдущей работы [2], полученными при решении двумерной задачи (рис. 6). Максимальное отклонение полученных результатов от данных рассчитанных по теоретической зависимости не превысило 4,2%

При этом минимальные отклонения от теоретических данных наблюдаются в начале рассмотренного диапазона чисел  $Ra = 0,75 \dots 1,0$  и не превышают 1,5%, в то время как результаты решения задачи в плоской постановке дали в этой области максимальные погрешности порядка 4,6%.

При значениях чисел  $Ra$  1,4 и более отклонения результатов моделирования в плоской и трехмерной постановках относительно теоретических данных выравниваются.

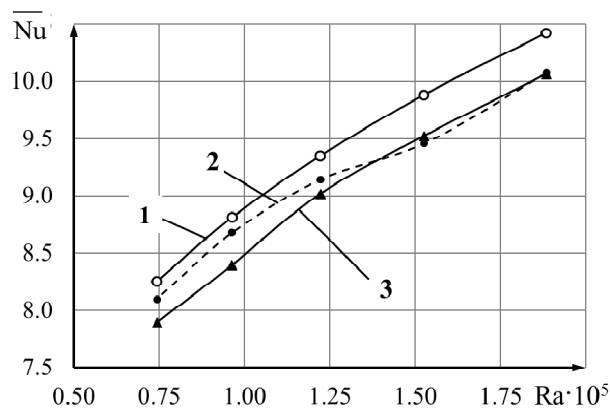


Рис. 6. Сопоставление результатов исследования средних по поверхности значений числа

Нуссельта, полученных посредством численного моделирования, с данными теоретического расчета: 1 – данные теоретического расчета, 2 – данные моделирования ANSYS, 3 – данные моделирования STAR-CCM [6]

На основании удовлетворительной точности полученных результатов в совокупности с приемлемым временем решения задачи авторы делают вывод о правомерности использования рассмотренных параметров модели для постановки задач численного моделирования подобного класса.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исаченко В.П. Теплопередача. Учебник для ВУЗов. Изд. 3-е, перераб. и доп. / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел – М.: Энергия – 1975. – 488 с.
2. Николаев Д.В., Неволин А.М. Моделирование процесса теплоотдачи при свободном движении около горизонтальной трубы // Труды первой научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института. Екатеринбург: УрФУ, – 2016. – С.120-122.